

идентификация параметров численных моделей корпусных элементов транспортных средств специального назначения // И.Н. Карпейчик, А.В. Литвиненко, С.Т. Бруль и др. // *Вісник НТУ „ХПІ”*. Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2012. – № 22. – С.69-77. 17. Расчетно-экспериментальные исследования реакции бронекорпусов военных колесных и гусеничных машин на ударно-импульсное воздействие // *Миргородский Ю.А., Белов Н.Л., Карпейчик И.Н. и др.* // *Вісник НТУ „ХПІ”*. Тем. вип.: Машинознавство та САПР. 2012. № 22. С. 87-92. 18. *Вест Ч.* Голографическая интерферометрия. М.: Мир, 1982. 504 с. 19. *Пригорюцкий Н.И.* Экспериментальные исследования и расчет напряжений в конструкциях. – М.: Наука, 1975. – 163 с.

Поступила в редакцию 04.08.2011

УДК 623.438:539.3

Б.А. МЕЛЬНИК, адъюнкт каф. технического обеспечения

Пац. ун-та обороны Украины, Киев;

А.Н. МАЛАКЕЙ, зам. ген. директора ГП „Завод им. Малышева”,

Д.С. МУХИН, ст. гр. ТМ-88Б НТУ „ХПИ”, Харьков;

А.Ю. ТАНЧЕНКО, мл. научн. сотр. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ”;

О.В. КОХАНОВСКАЯ, научн. сотр. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ”

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ И ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ЭЛЕМЕНТАХ ЛЕГКОБРОНИРОВАННЫХ БОЕВЫХ МАШИН

У статті викладено питання комплексного моделювання динамічних процесів в елементах легкоброньованих бойових машин. Побудована комплексна математична модель збуреного руху з урахуванням змінних параметрів підвіски колесних бойових машин. Наведені результати тестового числового моделювання динамічних процесів на прикладі бронекорпусу і підвіски бронетранспортера БТР-80.

Ключові слова: легкоброньована машина, динамічний процес, комплексна математична модель, напружено-деформований стан, підвіска.

В статье изложен вопрос комплексного моделирования динамических процессов в элементах легкобронированных боевых машин. Построена комплексная математическая модель возмущенного движения с учетом переменных параметров подвески колесных боевых машин. Приведены результаты тестового численного моделирования динамических процессов на примере бронекорпуса и подвески бронетранспортера БТР-80.

Ключевые слова: легкобронированная машина, динамический процесс, комплексная математическая модель, напряженно-деформованное состояние, подвеска.

In the paper questions of complex modeling of dynamic processes in elements of lightly armored fighting vehicles are expounded. The complex mathematical model of disturbed motion is built taking into account variable parameters of pendant of wheeled fighting vehicles. Results of test numerical modeling of dynamic processes are presented on example of armored hull and pendant of BTR-80 armored troop-carrier.

Keywords: lightly armored vehicle, dynamic process, complex mathematical model, stressed-deformed state, pendant

© Б.А. Мельник, А.Н. Малакей, Д.С. Мухин,
А.Ю. Танченко, О.В. Кохановская

Введение. Как никакие другие типы боевых машин, легкобронированные машины характеризуются тесной взаимосвязью и взаимовлиянием динамических процессов в различных их системах и элементах. Данное обстоятельство диктуется серьезными проблемами при проектном удовлетворении противоречивых требований к их подвижности, мощности огня, защищенности, обитаемости и т.п. Превалирующим ограничением, диктующим выход на компромиссные решения, является ограничение по массе боевой машины. Это, в свою очередь, приводит к необходимости учета влияния динамических процессов в одних системах боевой машины на поведение других. В частности, это относится к типу, структуре, параметрам подвески колесных легкобронированных машин (КЛБМ) легкой категории по массе (ЛКМ). Динамические процессы в подвеске самым непосредственным образом влияют на характеристики подвижности и обитаемости (плавность хода, управляемость, скорость). Кроме того, динамические усилия от подвески передаются на корпус, оказывая влияние на его прочность. И, наконец, динамика подвески сказывается на пространственных колебательных движениях корпуса и размещенного на нем боевого модуля, приводя, в т.ч., к росту или к ухудшению плавности хода, снижению или увеличению динамических нагрузок на корпус, к изменению положения оси цапф скорострельного орудия и оси ствола от номинального положения. В результате возникает воздействие на экипаж, рост напряжений в бронекорпусе, а также погрешность в горизонтальном и вертикальном направлениях оси ствола артиллерийского вооружения боевого модуля. Последнее, в свою очередь, приводит к дополнительным возмущениям в соответствующих каналах наведения и системы стабилизации. Данные возмущения желательнее минимизировать, тем самым обеспечивая повышение точности стрельбы в движении. Требуется также минимизировать и динамические нагрузки.

Вопросы анализа влияния динамических процессов в подвеске на характеристики движения колесных и гусеничных транспортных средств специального назначения рассмотрены в работах Д.О. Волонцевича, Е.Е. Александрова, В.В. Душенко и других [1-11]. Вопросы динамического воздействия усилий от подвески на бронекорпус нашли частичное отражение в работах П.А. Ткачука, А.П. Малакея, Г.Д. Гриценко, Е.П. Пономарева и других авторов [12-19]. В то же время проблема анализа влияния свойств подвески и режимов движения КЛБМ на динамику корпуса, боевого модуля и вооружения ранее не исследовалась отдельно и не нашла достаточно полного решения в работах предшествующих исследователей. В то же время, это очень важный вопрос, который многими зарубежными разработчиками решается путем совершенствования систем стабилизации корпуса боевого модуля или применением активной управляемой подвески. Однако это приводит к резкому усложнению и удорожанию боевой машины. Таким образом, для отечественного бронетанкостроения представляет значительный интерес разработка математических и численных моделей динамического воздействия элементов подвески на корпус и боевой модуль КЛБМ с целью обоснования рациональных конструктивных решений и параметров подвески, кото-

рые минимизируют данное воздействие. Как отмечалось, эта задача не нашла своего полного решения в научно-технической литературе. В результате возникает новая актуальная научно-практическая задача разработки новых подходов, совершенствования математических моделей и численной реализации для расчета динамического воздействия подвески на плавность хода, на прочность бронекорпуса, на отклонение оси ствола артиллерийских установок боевого модуля от номинального направления на цель, а также разработка рекомендаций по проектному обеспечению его минимизации.

Цель и задачи исследований. Целью работы является совершенствование способов проектного обеспечения тактико-технических характеристик колесных легкобронированных машин в части повышения комфортности экипажа, прочности бронекорпуса, точности стрельбы за счет минимизации динамического воздействия на экипаж, корпус и элементы вооружения от системы подвески путем создания математических и компьютерных моделей динамических процессов, а также разработки на этой основе рекомендаций по выбору параметров подвески проектируемых и модернизируемых машин.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи.

1. Провести анализ конструктивных решений и методов анализа динамических процессов в подвеске колесных легкобронированных машин, определив на этой основе направления дальнейших исследований.
2. Предложить новый подход и усовершенствованную комплексную математическую модель динамических процессов в подвеске КЛБМ с возможностью изменения параметров ее элементов и варьирования структуры для обоснования рациональных проектных решений.
3. Провести численную реализацию разработанной математической модели.
4. Провести компьютерное моделирование динамических процессов, определяемых подвеской КЛБМ, и разработать рекомендации по уменьшению их влияния на динамические ускорения в машине, на усилия от подвески на бронекорпус и на точность наведения основного оружия боевого модуля.
5. Предложить варианты проектных решений подвески КЛБМ и провести численный эксперимент по определению его влияния на динамику бронекорпуса и пространственного положения оси ствола орудия боевого модуля в процессе движения.

Ниже изложено решение отдельных из представленного комплекса задач.

Постановка задачи. Рассмотрим новый подход к решению поставленной задачи, проведя его математическую формализацию, в первую очередь – применительно к воздействию на положение оси ствола орудия боевого модуля.

Пусть корпус колесной легкобронированной машины, подвешенный на вязко-упругих (в общем случае – нелинейных) элементах, несет на себе боевой модуль, оснащенный скорострельной пушкой. Если в процессе движения в некоторый момент произведено прицеливание на определенный объект (цель), то ось цапф и ось канала ствола занимают в пространстве заданное номинальное положение, определенное и обрабатываемое системой наведе-

ния и прицеливания. В силу движения по пересеченной местности и элементы подвески, и корпус, и боевой модуль совершают некоторое движение, вследствие чего происходит возмущение положения оси цапф, задаваемое, например, радиус вектором $r(x, y, z)$ в декартовой системе координат, а также оси канала ствола (задается углами поворота вокруг осей $x, y, z - \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$). Из этих 6 параметров можно построить любое иное сочетание определяющих величин, описывающих данное возмущение или его наиболее значимые составляющие. Обозначим их в виде некоторого вектор-столбца Δ :

$$\Delta = \{\Delta_1, \dots, \Delta_k\}^T, k = 1, \dots, N. \quad (1)$$

Для численной оценки влияния Δ на точность стрельбы можно принять, например, величину отклонения снаряда, выпущенного из орудия и поражающего стандартную мишень (щит-экран, устанавливаемый на заданном расстоянии l от боевой машины). В плоскости этой мишени данное отклонение описывается в виде радиуса-вектора $\vec{\rho}$ точки M встречи снаряда с мишенью (рис. 1):

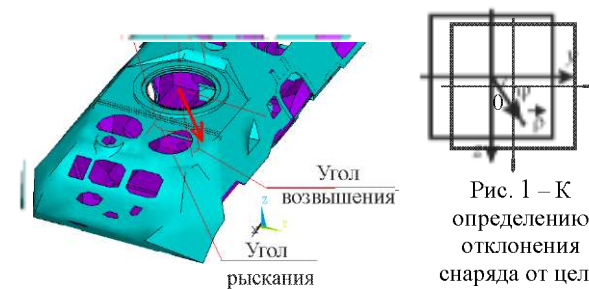


Рис. 1 – К определению отклонения снаряда от цели

$$\vec{\rho} = \{\rho_y, \rho_z\} \quad (2)$$

Таким образом, можно в качестве динамических параметров рассматривать пару $\vec{\rho} = \{\rho_y, \rho_z\}$ или угол ψ и величину ρ (см. рис. 1).

Если задана структура S подвески и ее параметры $\vec{p} = \{p_1, p_2, \dots, p_n\}^T$, а также профиль Z и свойства грунта C трассы, по которой движется машина со скоростью V , то динамическая модель движения записывается в операторном виде:

$$L(\vec{q}, S, p, Z, C, V, t) = 0, \quad (3)$$

где $q = \{q_1, q_2, \dots, q_m\}^T$ – вектор-столбец обобщенных координат, описывающих с той или иной степенью подробностей элементы КЛБМ, t – время.

Тогда решение системы алгебро-дифференциальных уравнений (3) с оператором L и начальными условиями $q(0) = q_0$ дает решение от времени t и параметров p, S, Z, C, V :

$$q = \vec{q}(t, S, p, Z, C, V). \quad (4)$$

Здесь зависимость $\bar{q}(t)$ – функциональная. Она восстанавливается из (3) путем интегрирования. В то же время зависимость от p, S, Z, C, \bar{V} – параметрическая, и ее восстановление требует решения семейства уравнений (3) с варьированием данных величин.

Если скоро из системы уравнений (3) определяются обобщенные координаты, то однозначно через них определяются и возмущения:

$$\bar{\Delta} = \bar{\Delta}(\bar{q}) \quad (5) \quad \text{или} \quad \bar{\rho} = \bar{\rho}(\bar{q}). \quad (6)$$

Учитывая наличие связи (4), данные зависимости можно записывать как параметрические:

$$\bar{A} = \bar{A}(S, p, Z, C, \bar{V}, t); \quad \rho = \rho(S, p, Z, C, \bar{V}, t). \quad (7)$$

В свою очередь зависимости (7) позволяют переходить к функционалам качества. Например, требуя минимизации воздействия структуры S и параметров p подвески на возмущения $\bar{\Delta}$ или ρ , можно поставить задачу:

$$S^*, p^* = \operatorname{argmin} F(p); \quad Z, C, \bar{V} \in K, \quad (8)$$

где F – некоторый функционал, K – множество исследуемых профилей и свойств грунта трасс, а также режимов движения КЛБМ.

Например, в качестве минимизируемого функционала можно рассмотреть

$$F = \{\max \rho, \max \rho_y, \max \rho_z\} \quad (9)$$

Таким образом, формально (3-9) образуют некоторую оптимизационную задачу. В качестве целевой функции выступает функционал F , как искомые рассматриваются структура S и параметры p подвески, как уравнения состояния – (3). В качестве ограничений могут привлекаться предельно допустимые усилия в элементах подвески, ускорения или иные силовые, кинематические, а также прочностные, весовые, габаритные ограничения.

Следует заметить, что формальный подход к задаче синтеза, представленный выше, не дает возможности напрямую механически применить для ее решения известные оптимизационные процедуры [20-24]. Это вызвано не только спецификой задач анализа (3), но и тем, что в данном случае в качестве варьируемых и искомых, кроме традиционных числовых параметров p , выступает также и структура S . Следовательно, требуется привлечение нового подхода, дающего возможность данную структуру S описывать, варьировать и отыскивать.

Общий подход. В качестве базового для решения поставленной задачи предлагается применить обобщенный параметрический подход, описанный в [25, 26] и позволяющий оперировать с обобщенными параметрами (т.е., например, и с элементами типа структуры S – см. выше). Обобщая, таким образом, исходное конечное множество параметров p , можно ввести в рассмотре-

ние множество обобщенных параметров P :

$$P = \{\bar{p}, S\} = \{P_k\}; \quad k = 1, 2, \dots, \infty, \quad (10)$$

где первое подмножество \bar{p} совпадает с обычным параметрическим пространством параметров \bar{p} , а второе описывает обобщенную его часть – в данном случае структурное описание S . При этом следует заметить, что в общем случае размерность пространства P бесконечна, поскольку речь идет об описании объектов, не представимых конечным числом „степеней свободы”.

Кроме операции с обобщенными параметрами P , целесообразно провести также подобное обобщение на пространство внешних воздействий (профиль трассы Z). Данное (в общем случае – стохастическое) воздействие представимо в виде распределений рельефов под правым и левым бортом. Также в виде функций положения можно представить свойства грунта, текущую скорость и направление движения КЛБМ. Объединяя все эти распределения в множество $G(G_1, G_2, \dots)$, получаем в итоге упрощенную запись соотношений (3)-(9):

$$\tilde{L}(J, P, G, t) = 0, \quad (11) \quad P^* = \operatorname{argmin} L(P), \quad G \in K. \quad (12)$$

В отличие от традиционного подхода [25, 26] в данной работе предлагается следующее его развитие и обобщение. Исходя из того, что в некоторых случаях обобщенные параметры представимы в виде счетного разложения (например, в виде некоторого функционального ряда), то с достаточной для практики точностью данное представление можно ограничить конечным числом членов. То же относится и к множеству G . В силу этого соотношения (11), (12) переписываются относительно конечного, хотя, быть может, и большого количества параметров:

$$L(J, P, G, t) = 0, \quad (13) \quad (P^*)^* = \operatorname{argmin} \Delta(P^*), \quad G^* \in K. \quad (14)$$

Здесь G^*, P^* – коэффициенты введенных выше представлений, например, коэффициенты соответствующих функциональных рядов:

$$P = \sum_k P_k \varphi_k, \quad G = \sum_k G_k \psi_k, \quad (15)$$

где φ_k, ψ_k – базисные функции.

В итоге вместо первичной бесконечномерной формулировки приходим к формулировке в конечномерных подпространствах, представляющих собой проекции на многообразия базисных функций φ, ψ .

Естественно, что предложенная процедура имеет смысл в том случае, когда удастся естественным образом выделить удобный для оперирования функциональный базис, имеющий, к тому же, и определенный физический смысл.

Подытоживая, можно заключить, что в результате предложен принципи-

ально новый подход к обоснованию проектных решений для подвески колесных легкобронированных машин, который на основе обобщенного параметрического описания дает возможность проводить математическую формализацию задачи синтеза, причем на изменяемом, пополняемом и уточняемом множестве параметров.

Математическая модель динамических процессов в системе „остов – подвеска КЛБМ”. Рассмотрим процесс создания комплексной функциональной математической модели (КФММ) динамики КЛБМ на примере машин серии БТР-70, БТР-80, БТР-3Е, БТР-94Б, БТР-4. При этом будем исходить из формализма, предложенного при создании КФММ, описанной в работе [19].

В качестве основного задания при разработке КФММ рассматривается способ конкретизации процесса составления системы уравнений движения (3). Это может быть и формализм уравнений Лагранжа II рода, и вариационные принципы динамики, и принципы кинетостатики [27]. Основным отличием подхода, предлагаемого в работе, от аналогичных разработок является то, что во все определяющие зависимости при составлении этих уравнений будут входить обобщенные параметры P . Таким образом, автоматически в операторе L системы алгебро-дифференциальных уравнений (АДУ) будет присутствовать параметрическая зависимость от P_k . Следовательно, в этом смысле данные системы АДУ устанавливают связь обобщенных координат с P_k .

Такая же связь реализуется и для компонент массива G .

Следовательно, механизм описания, создания и варьирования проектных решений подвески КЛБМ естественным образом распространяется и на уравнения состояния исследуемого объекта.

Предложенную процедуру можно продемонстрировать, следуя работе [19]. При составлении математической модели на первом этапе был использован метод декомпозиции общей структуры КЛБМ на подсистемы, для каждой из которых была разработана своя функциональная математическая модель. Затем, с учетом топологии системы, они были объединены в КФММ [19]. Для получения математической модели системы были использованы уравнения Лагранжа:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_m} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_m} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_m} + \frac{\partial \Phi}{\partial q_m} = Q_m + \sum_{v=1}^d \lambda_v A_{vm}; \\ \sum_{m=1}^s A_{vm} \dot{q}_m + A_v = 0, \quad \forall m = \overline{1, s} \quad \text{и} \quad v = \overline{1, d}, \end{cases} \quad (16)$$

где T и Π – соответственно кинетическая и потенциальная энергии системы; Φ – диссипативная функция Рэлея; q_m – обобщенные координаты; Q_m – обобщенные силы; λ_v – неопределенные множители Лагранжа; A_{vm} , A_v – коэффициенты уравнений неголономных связей; S – число обобщенных координат; d – число не-

голономных связей.

Для каждой из подсистем были определены кинетическая и потенциальная энергии, функция Рэлея, число степеней свободы и выбраны обобщенные координаты. Также были составлены уравнения голономных (позиционных) связей, а T , Π и Φ выражены функциями обобщенных координат. Затем были рассмотрены неголономные связи и выведены их уравнения. Более подробно обобщенный алгоритм составления комплексной функциональной математической модели описан в [1-11].

Основным отличием предлагаемой комплексной функциональной математической модели является глубокая переработка подсистемы “остов – подвеска – движитель”, в которой введены дополнительные обобщенные координаты и учтены упругие и демпфирующие связи между элементами подвески (резиновые сайлентблоки). Кроме того, во всех соотношениях в выражениях для T, Π, Φ, Q присутствует, как указывалось выше, параметрическая зависимость от P , G . Также при этом вычисляются характеристики движения боевого модуля, устанавливаемого на бронекорпусе.

Рассмотрим сначала блок независимой торсионной подвески на двух поперечных рычагах, устанавливаемый на задних управляемых осях бронетранспортера БТР-80. Конструкция описываемого блока подвески представлена на рис. 2, 3.

Характерной особенностью рычажных подвесок такого типа является установка рычагов на резиновых сайлентблоках, которые дополнительно увеличивают демпфирующие способности подвески и снижают вибрации, передаваемые на корпус. Подобная установка рычагов в кронштейнах при моделировании подвески существенно усложняет задачу, так как позволяет в небольших пределах перемещаться рычагам автономно друг от друга и от ступицы колеса. Если не учитывать эти перемещения, то достаточно одной обобщенной координаты для описания работы одного блока подвески (например, угла поворота нижнего рычага). Все остальные перемещения в этом случае могут быть выражены через принятую обобщенную координату.

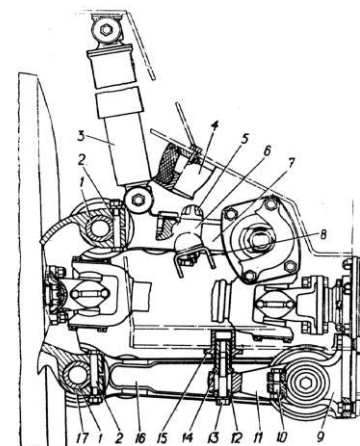


Рис. 2 – Подвеска управляемых колес:

- 1 – соединительная ось;
- 2, 10, 13 – стяжные болты;
- 3 – амортизатор;
- 4 – буфер сжатия; 5 – упор;
- 6 – буфер отдачи; 7 – верхний рычаг подвески; 8 – кронштейн;
- 9 – кронштейн регулировочной муфты; 11 – регулировочная муфта; 12 – опорная шайба;
- 14 – регулировочная втулка;
- 15 – пята; 16 – нижний рычаг подвески; 17 – колесный редуктор

Для учета автономных перемещений рычагов на сайлентблоках необходимо вводить дополнительные обобщенные координаты. В общем случае для задних подвесок потребуется вместо одной координаты двадцать четыре (тридцать) – по шесть на нижний рычаг, верхний рычаг, ступицу колеса и один или два амортизатора. Соответственно, для передних управляемых колес, в подвесках которых ступица колеса с рычагами соединена через шкворень без сайлентблоков, число обобщенных координат уменьшается на пять.

1, 10 – резиновые втулки;
2 – кронштейны; 3 – нижний рычаг; 4 – торсионный вал; 5 – кронштейн регулировочной муфты; 6 – регулировочная муфта;
7 – защитный кожух; 8 – хомуты; 9, 17, 20 – упорные шайбы; 11 – пробка; 12, 13 – щеки; 14 – гайка; 15 – стопорная планка; 16 – уплотнительное кольцо; 18 – болт; 19 – заглушка; 21 – соединительная ось

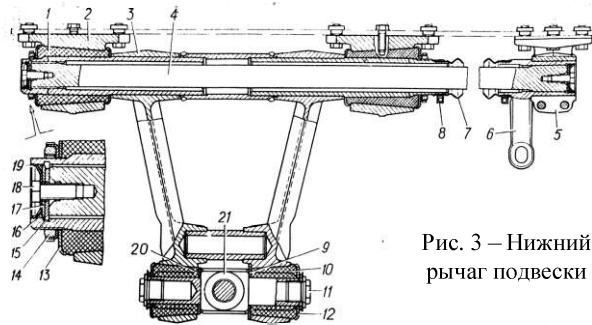


Рис. 3 – Нижний рычаг подвески

При создании математической модели бронетранспортера целесообразно руководствоваться рациональным подходом при выборе числа обобщенных координат (учете возможных степеней свободы узла). Так, для уточненного исследования вопросов плавности хода вполне достаточно учитывать не все шесть, а всего три степени свободы всех элементов: перемещения вдоль поперечной и вертикальной осей OY и OZ , а также угол поворота относительно продольной оси OX . Также податливость сайлентблоков амортизатора можно приближенно учесть в характеристике последнего. Поэтому число степеней свободы блока подвески и, соответственно, обобщенных координат, можно снизить до девяти для задних и семи для передних колес (рис. 4).

Для такого подхода алгоритм составления и решения дифференциальных уравнений, описывающих работу подвески, будет следующим.

По начальным условиям, определяющим координаты центров тяжести

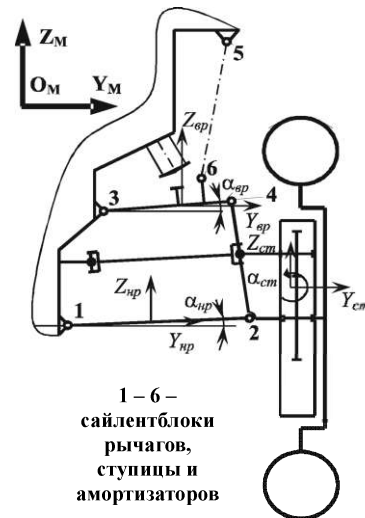


Рис. 4 – Расчетная схема блока подвески левых задних неуправляемых колес

рычагов и ступицы, а так же их углы наклона в поперечной плоскости (Z_{HP} , Y_{HP} , α_{HP} , Z_{BP} , Y_{BP} , α_{BP} , Z_{CT} , Y_{CT} , α_{CT}) в подвижной системе координат, связанной с центром тяжести машины, или из предыдущего шага интегрирования дифференциальных уравнений находим координаты проушин обоих рычагов и ступицы:

- для нижнего рычага:

$$Y_{1HP} = Y_{HP} - l_{HP1} \cos \alpha_{HP} + h_{HP} \sin \alpha_{HP}; \quad Z_{1HP} = Z_{HP} - l_{HP1} \sin \alpha_{HP} + h_{HP} \cos \alpha_{HP}$$

$$Y_{2HP} = Y_{HP} + l_{HP2} \cos \alpha_{HP} + h_{HP} \sin \alpha_{HP}; \quad Z_{2HP} = Z_{HP} + l_{HP2} \sin \alpha_{HP} + h_{HP} \cos \alpha_{HP};$$

- для верхнего рычага:

$$Y_{3BP} = Y_{BP} - l_{BP3} \cos \alpha_{BP} + h_{BP} \sin \alpha_{BP}; \quad Z_{3BP} = Z_{BP} - l_{BP3} \sin \alpha_{BP} + h_{BP} \cos \alpha_{BP};$$

$$Y_{4BP} = Y_{BP} + l_{BP4} \cos \alpha_{BP} + h_{BP} \sin \alpha_{BP}; \quad Z_{4BP} = Z_{BP} + l_{BP4} \sin \alpha_{BP} + h_{BP} \cos \alpha_{BP};$$

- для ступицы:

$$Y_{2CT} = Y_{CT} + h_{CT2} \sin \alpha_{CT} - l_{CT2} \cos \alpha_{CT}; \quad Z_{2CT} = Z_{CT} - h_{CT2} \cos \alpha_{CT} + l_{CT2} \sin \alpha_{CT};$$

$$Y_{4CT} = Y_{CT} - h_{CT4} \sin \alpha_{CT} - l_{CT4} \cos \alpha_{CT}; \quad Z_{4CT} = Z_{CT} + h_{CT4} \cos \alpha_{CT} - l_{CT4} \sin \alpha_{CT}.$$

Здесь и далее обозначения геометрических величин в соответствии с рис. 5. Так как корпус считаем жестким, то координаты Z_{1K} , Y_{1K} , Z_{3K} , Y_{3K} являются известными константами. Следовательно, найдя смещения соответствующих точек взаимодействующих элементов, можно вычислить величины радиальной деформации резиновых сайлентблоков и их направления в системе координат, связанной с корпусом машины:

$$\Delta_1 = \sqrt{(Z_{1HP} - Z_{1K})^2 + (Y_{1HP} - Y_{1K})^2}; \quad \Delta_2 = \sqrt{(Z_{2HP} - Z_{2CT})^2 + (Y_{2HP} - Y_{2CT})^2};$$

$$\Delta_3 = \sqrt{(Z_{3BP} - Z_{3K})^2 + (Y_{3BP} - Y_{3K})^2}; \quad \Delta_4 = \sqrt{(Z_{4BP} - Z_{4CT})^2 + (Y_{4BP} - Y_{4CT})^2}.$$

Зная величины деформаций, можно определить абсолютные значения радиальных упругих составляющих реакций в сайлентблоках по закону Гука: $R_{i(y)} = c_{сб} \Delta_i$, где $c_{сб}$ – радиальная жесткость сайлентблока.

Для определения направления действия радиальных упругих составляющих реакций в сайлентблоках воспользуемся методикой, изложенной в [19]. Например, для сайлентблока 1 в подвижной системе координат, связанной с центром тяжести машины, направление вектора радиальной упругой составляющей реакции, действующей на корпус, будет

$$\alpha_{1K} = \arctg \left(\frac{Z_{1K} - Z_{1HP}}{Y_{1K} - Y_{1HP}} \right) \text{ для } Y_{1K} - Y_{1HP} > 0;$$

$$\alpha_{1K} = \arctg \left(\frac{Z_{1K} - Z_{1HP}}{Y_{1K} - Y_{1HP}} \right) + \pi \text{ для } Y_{1K} - Y_{1HP} < 0.$$

Аналогично для остальных сайлентблоков:

$$\alpha_{2CT} = \arctg \left(\frac{Z_{2CT} - Z_{2HP}}{Y_{2CT} - Y_{2HP}} \right) \text{ для } Y_{2CT} - Y_{2HP} > 0;$$

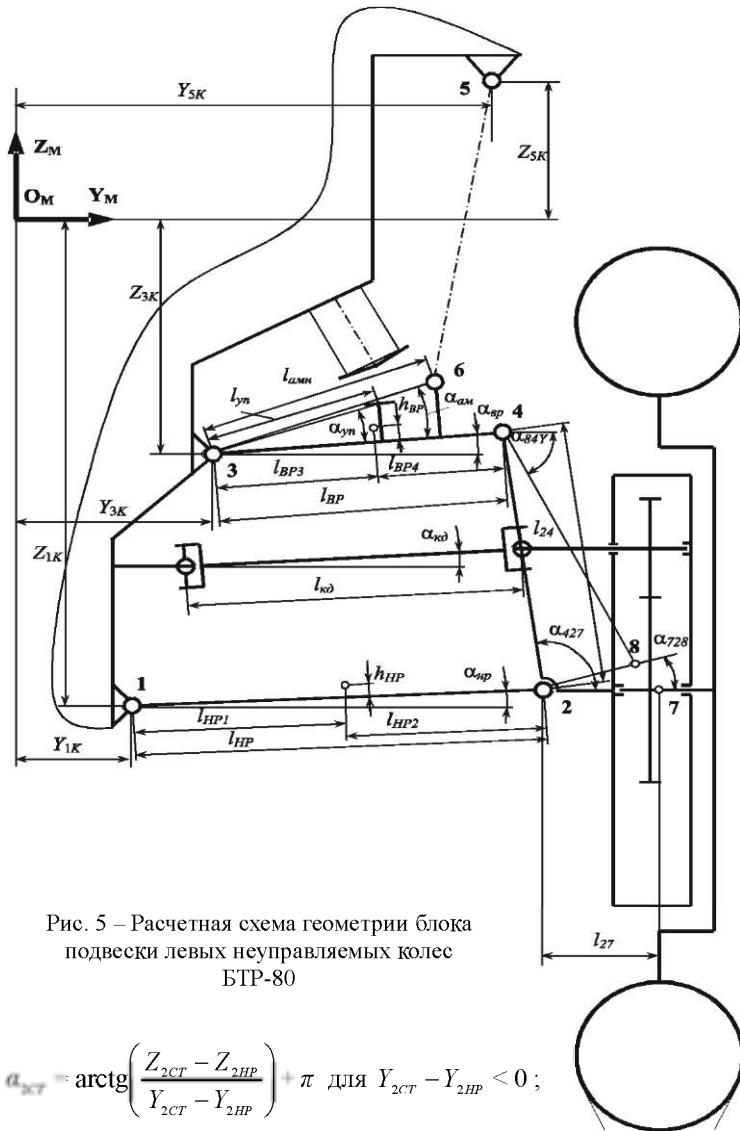


Рис. 5 – Расчетная схема геометрии блока подвески левых неуправляемых колес БТР-80

$$\alpha_{2CT} = \arctg \left(\frac{Z_{2CT} - Z_{2HP}}{Y_{2CT} - Y_{2HP}} \right) + \pi \text{ для } Y_{2CT} - Y_{2HP} < 0;$$

$$\alpha_{3K} = \arctg \left(\frac{Z_{3K} - Z_{3BP}}{Y_{3K} - Y_{3BP}} \right) \text{ для } Y_{3K} - Y_{3BP} > 0;$$

$$\alpha_{3K} = \arctg \left(\frac{Z_{3K} - Z_{3BP}}{Y_{3K} - Y_{3BP}} \right) + \pi \text{ для } Y_{3K} - Y_{3BP} < 0;$$

$$\alpha_{4CT} = \arctg \left(\frac{Z_{4CT} - Z_{4BP}}{Y_{4CT} - Y_{4BP}} \right) \text{ для } Y_{4CT} - Y_{4BP} > 0;$$

$$\alpha_{4CT} = \arctg \left(\frac{Z_{4CT} - Z_{4BP}}{Y_{4CT} - Y_{4BP}} \right) + \pi \text{ для } Y_{4CT} - Y_{4BP} < 0.$$

Соответственно, направления векторов радиальных упругих составляющих тех же реакций, но действующих на ответные элементы подвески, будет

$$\alpha_{1HP} = \alpha_{1K} + \pi; \quad \alpha_{2HP} = \alpha_{2CT} + \pi; \quad \alpha_{3BP} = \alpha_{3K} + \pi; \quad \alpha_{4BP} = \alpha_{4CT} + \pi.$$

Переход от абсолютных значений радиальных упругих составляющих реакций в сайлентблоках к их проекциям на оси подвижной системы координат, связанной с центром тяжести машины, производится по формулам:

$$\begin{aligned} R_{1HPY(ypr)} &= R_{1(ypr)} \cos \alpha_{1HP}; R_{1HPZ(ypr)} = R_{1(ypr)} \sin \alpha_{1HP}; R_{2HPY(ypr)} = R_{2(ypr)} \cos \alpha_{2HP}; \\ R_{2HPZ(ypr)} &= R_{2(ypr)} \sin \alpha_{2HP}; R_{3BPY(ypr)} = R_{3(ypr)} \cos \alpha_{3BP}; R_{3BZ(ypr)} = R_{3(ypr)} \sin \alpha_{3BP}; \\ R_{4BPY(ypr)} &= R_{4(ypr)} \cos \alpha_{4BP}; R_{4BZ(ypr)} = R_{4(ypr)} \sin \alpha_{4BP}; R_{1KY(ypr)} = R_{1(ypr)} \cos \alpha_{1K}; \\ R_{1KZ(ypr)} &= R_{1(ypr)} \sin \alpha_{1K}; R_{3KY(ypr)} = R_{3(ypr)} \cos \alpha_{3K}; R_{3KZ(ypr)} = R_{3(ypr)} \sin \alpha_{3K}; \\ R_{2CTY(ypr)} &= R_{2(ypr)} \cos \alpha_{2CT}; R_{2CTZ(ypr)} = R_{2(ypr)} \sin \alpha_{2CT}; \\ R_{4CTY(ypr)} &= R_{4(ypr)} \cos \alpha_{4CT}; R_{4CTZ(ypr)} = R_{4(ypr)} \sin \alpha_{4CT}. \end{aligned}$$

Если в численном эксперименте не ставится задача исследования напряженного состояния сайлентблоков, то более целесообразно еще на этапе определения деформаций сайлентблоков сразу работать не с абсолютными величинами деформаций, а с их проекциями на оси подвижной системы координат, связанной с центром тяжести машины. В этом случае находим проекции деформаций каждого из шарниров на оси OY и OZ:

$$\begin{aligned} \Delta_{1HPY} &= Y_{1HP} - Y_{1K}; \Delta_{1HPZ} = Z_{1HP} - Z_{1K}; \Delta_{2HPY} = Y_{2HP} - Y_{2CT}; \Delta_{2HPZ} = Z_{2HP} - Z_{2CT}; \\ \Delta_{3BPY} &= Y_{3BP} - Y_{3K}; \Delta_{3BZ} = Z_{3BP} - Z_{3K}; \Delta_{4BPY} = Y_{4BP} - Y_{4CT}; \Delta_{4BZ} = Z_{4BP} - Z_{4CT}. \end{aligned}$$

Зная величины деформаций по осям, можно определить соответствующие составляющие радиальных упругих реакций в сайлентблоках, действующих на рычаги, по закону Гука:

$$\begin{aligned} R_{1HPY(ypr)} &= -c_{\text{сб}} \Delta_{1HPY}; R_{1HPZ(ypr)} = -c_{\text{сб}} \Delta_{1HPZ}; R_{2HPY(ypr)} = -c_{\text{сб}} \Delta_{2HPY}; \\ R_{2HPZ(ypr)} &= -c_{\text{сб}} \Delta_{2HPZ}; R_{3BPY(ypr)} = -c_{\text{сб}} \Delta_{3BPY}; R_{3BZ(ypr)} = -c_{\text{сб}} \Delta_{3BZ}; \\ R_{4BPY(ypr)} &= -c_{\text{сб}} \Delta_{4BPY}; R_{4BZ(ypr)} = -c_{\text{сб}} \Delta_{4BZ}; \end{aligned}$$

где $c_{сб}$ – радиальная жесткость сайлентблока.

Ответные реакции на корпус и ступицу будут иметь противоположный знак:

$$\begin{aligned} R_{1KY(yup)} &= -R_{1HPY(yup)}; R_{1KZ(yup)} = -R_{1HPZ(yup)}; R_{2CTY(yup)} = -R_{2HPY(yup)}; \\ R_{2CTZ(yup)} &= -R_{2HPZ(yup)}; R_{3KY(yup)} = -R_{3BPY(yup)}; R_{3KZ(yup)} = -R_{3BPZ(yup)}; \\ R_{4CTY(yup)} &= -R_{4BPY(yup)}; R_{4CTZ(yup)} = -R_{4BPZ(yup)}. \end{aligned}$$

На втором этапе необходимо вычислить моменты трения в шарнирах подвески. Если сайлентблоки собраны правильно и не имеют повреждений, то относительный поворот всех элементов подвески происходит только за счет закручивания резиновых втулок (на внутреннем трении резины без проскальзывания резины по металлу). В связи с этим упругая составляющая момента внутреннего трения зависит от величины угла поворота одного звена по отношению к сопряженному и радиальной деформации резиновых втулок. При этом на начальном этапе с целью упрощения задачи (по аналогии с расчетом резинометаллического шарнира гусениц) изменением жесткости резины на кручение от радиальной деформации можно пренебречь. По ТУ на сборку подвески последняя собирается при горизонтальном положении нижнего рычага, поэтому углы закрутки сайлентблоков при работе могут быть вычислены по следующим зависимостям: $\Delta\alpha_1 = \alpha_{HP}; \Delta\alpha_2 = \alpha_{CT} - \alpha_{CT(0)} - \alpha_{HP}; \Delta\alpha_3 = \alpha_{BP} - \alpha_{BP(0)}; \Delta\alpha_4 = \alpha_{CT} - \alpha_{CT(0)} - \alpha_{BP}$, где $\alpha_{CT(0)}$ и $\alpha_{BP(0)}$ – углы установки ступицы и верхнего рычага при сборке (при незакрученных сайлентблоках).

Зная текущие углы закручивания резиновых втулок и жесткость резины на кручение, находим соответствующие упругие моменты в шарнирах, действующие на рычаги подвески, по формулам:

$$\begin{aligned} M_{1HP(yup)} &= -c_{сб(\tau)}\Delta\alpha_1; M_{2HP(yup)} = -c_{сб(\tau)}\Delta\alpha_2; \\ M_{3BP(yup)} &= -c_{сб(\tau)}\Delta\alpha_3; M_{4BP(yup)} = -c_{сб(\tau)}\Delta\alpha_4. \end{aligned}$$

Аналогичные моменты, действующие на корпус и ступицу от соответствующих сайлентблоков, имеют противоположные знаки:

$$\begin{aligned} M_{1K(yup)} &= -M_{1HP(yup)}; M_{2CT(yup)} = -M_{2HP(yup)}; \\ M_{3K(yup)} &= -M_{3BP(yup)}; M_{4CT(yup)} = -M_{4BP(yup)}. \end{aligned}$$

Кроме упругих радиальных составляющих реакций и моментов трения в сайлентблоках при движении машины будут также возникать неупругие радиальные составляющие реакций и моменты, зависящие от скорости деформации резины. Именно они вместе с амортизаторами и внешним трением в подвеске рассеивают энергию колебаний корпуса.

Для их определения либо из начальных условий, либо из предыдущего шага интегрирования дифференциальных уравнений, описывающих работу подвески, необходимо вычислить скорости деформации резины в соответ-

ствующих сайлентблоках. Исходной информацией для вычислений являются линейные и угловые скорости перемещений всех элементов подвески в подвижной системе координат, связанной с центром тяжести машины ($V_{ZHP}, V_{YHP}, \alpha_{HP}, V_{ZBP}, V_{YBP}, \alpha_{BP}, V_{ZCT}, V_{YCT}, \alpha_{CT}$).

На очередном (третьем) этапе определяем проекции относительных линейных скоростей всех проушин сайлентблоков в подвижной системе координат, связанной с центром тяжести машины:

- для нижнего рычага подвески:

$$\begin{aligned} V_{Y1HP} &= V_{YHP} + \omega_{HP}(l_{HP1} \sin \alpha_{HP} + h_{HP} \cos \alpha_{HP}); \\ V_{Z1HP} &= V_{ZHP} + \omega_{HP}(-l_{HP1} \cos \alpha_{HP} + h_{HP} \sin \alpha_{HP}); \\ V_{Y2HP} &= V_{YHP} + \omega_{HP}(-l_{HP2} \sin \alpha_{HP} + h_{HP} \cos \alpha_{HP}); \\ V_{Z2HP} &= V_{ZHP} + \omega_{HP}(l_{HP2} \cos \alpha_{HP} + h_{HP} \sin \alpha_{HP}). \end{aligned}$$

- для верхнего рычага подвески:

$$\begin{aligned} V_{Y3BP} &= V_{YBP} + \omega_{BP}(l_{BP1} \sin \alpha_{BP} + h_{BP} \cos \alpha_{BP}); \\ V_{Z3BP} &= V_{ZBP} + \omega_{BP}(-l_{BP1} \cos \alpha_{BP} + h_{BP} \sin \alpha_{BP}); \\ V_{Y4BP} &= V_{YBP} + \omega_{BP}(-l_{BP2} \sin \alpha_{BP} + h_{BP} \cos \alpha_{BP}); \\ V_{Z4BP} &= V_{ZBP} + \omega_{BP}(l_{BP2} \cos \alpha_{BP} + h_{BP} \sin \alpha_{BP}). \end{aligned}$$

- для ступицы:

$$\begin{aligned} V_{Y2CT} &= V_{YCT} + \omega_{CT}l_{28} \sin(\alpha_{CT} + \alpha_{28}); V_{Z2CT} = V_{ZCT} - \omega_{CT}l_{28} \cos(\alpha_{CT} + \alpha_{28}); \\ V_{Y4CT} &= V_{YCT} - \omega_{CT}l_{48} \sin(\alpha_{84Y}); V_{Z4CT} = V_{ZCT} - \omega_{CT}l_{48} \cos(\alpha_{84Y}), \end{aligned}$$

где α_{84Y} – угол между осью ОУ и отрезком, соединяющим точки 4 и 8, который определяется по формуле: $\alpha_{84Y} = \pi/2 - \alpha_{28} - \alpha_{CT}$.

На четвертом этапе определяем проекции скорости деформации шарниров относительно верхнего и нижнего рычагов на оси подвижной системы координат, связанной с центром тяжести машины:

$$\begin{aligned} \Delta V_{Y1HP} &= -V_{Y1HP}; \Delta V_{Z1HP} = -V_{Z1HP}; \Delta V_{Y2HP} = V_{Y2CT} - V_{Y2HP}; \\ \Delta V_{Z2HP} &= V_{Z2CT} - V_{Z2HP}; \Delta V_{Y3BP} = -V_{Y3BP}; \Delta V_{Z3BP} = -V_{Z3BP}. \end{aligned}$$

Зная величины проекций скоростей деформации шарниров, можно определить соответствующие составляющие радиальных неупругих реакций в сайлентблоках, действующих на рычаги:

$$\begin{aligned} R_{1HPY(неупр)} &= k_{сб} \Delta V_{Y1HP}; R_{1HPZ(неупр)} = k_{сб} \Delta V_{Z1HP}; \\ R_{2HPY(неупр)} &= k_{сб} \Delta V_{Y2HP}; R_{2HPZ(неупр)} = k_{сб} \Delta V_{Z2HP}; \\ R_{3BPY(неупр)} &= k_{сб} \Delta V_{Y3BP}; R_{3BPZ(неупр)} = k_{сб} \Delta V_{Z3BP}; \\ R_{4BPY(неупр)} &= k_{сб} \Delta V_{Y4BP}; R_{4BPZ(неупр)} = k_{сб} \Delta V_{Z4BP}. \end{aligned}$$

Ответные реакции на корпус и ступицу будут иметь противоположный знак:

$$\begin{aligned} R_{1KY}(\text{неупр}) &= -R_{1HPY}(\text{неупр}); & R_{1KZ}(\text{неупр}) &= -R_{1HPZ}(\text{неупр}); \\ R_{2CTY}(\text{неупр}) &= -R_{2HPY}(\text{неупр}); & R_{2CTZ}(\text{неупр}) &= -R_{2HPZ}(\text{неупр}); \\ R_{3KY}(\text{неупр}) &= -R_{3BPY}(\text{неупр}); & R_{3KZ}(\text{неупр}) &= -R_{3BPZ}(\text{неупр}); \\ R_{4CTY}(\text{неупр}) &= -R_{4BPY}(\text{неупр}); & R_{4CTZ}(\text{неупр}) &= -R_{4BPZ}(\text{неупр}). \end{aligned}$$

На пятом этапе необходимо вычислить неупругие моменты в шарнирах подвески. Эти моменты пропорциональны угловой скорости закручивания сайлентблоков. Эта угловая скорость определяется как разница угловых скоростей поворота соединенных через сайлентблок элементов подвески в подвижной системе координат, связанной с центром тяжести машины: $\Delta\omega_{1HP} = -\omega_{HP}$;

$$\Delta\omega_{2HP} = \omega_{CT} - \omega_{HP}; \Delta\omega_{3BP} = -\omega_{BP}; \Delta\omega_{4BP} = \omega_{CT} - \omega_{BP}.$$

Неупругие моменты в шарнирах, действующие на соответствующие индексам элементы, определяются по формулам:

$$\begin{aligned} M_{1HP}(\text{неупр}) &= k_{сб}(\tau)\Delta\omega_{1HP}; & M_{2HP}(\text{неупр}) &= k_{сб}(\tau)\Delta\omega_{2HP}; \\ M_{3BP}(\text{неупр}) &= k_{сб}(\tau)\Delta\omega_{3BP}; & M_{4BP}(\text{неупр}) &= k_{сб}(\tau)\Delta\omega_{4BP}; \\ M_{1K}(\text{неупр}) &= -M_{1HP}(\text{неупр}); & M_{2CT}(\text{неупр}) &= -M_{2HP}(\text{неупр}); \\ M_{3K}(\text{неупр}) &= -M_{3BP}(\text{неупр}); & M_{4CT}(\text{неупр}) &= -M_{4BP}(\text{неупр}). \end{aligned}$$

На шестом этапе вычисляем проекции на оси подвижной системы координат, связанной с центром тяжести машины, главных векторов всех элементов подвески и суммарных реакций в местах крепления сайлентблоков, связывающих рычаги и амортизатор (амортизаторы) с корпусом.

Главный вектор нижнего рычага формируется из упругих и неупругих реакций в шарнирах 1, 2 и силы тяжести самого рычага, разнесенной на проекции осей подвижной системы координат, связанной с центром тяжести машины:

$$\begin{aligned} R_{ГНР} &= R_{1HPY}(\text{упр}) + R_{1HPY}(\text{неупр}) + R_{2HPY}(\text{упр}) + R_{2HPY}(\text{неупр}) + m_{НР}g_Y; \\ R_{ЗНР} &= R_{1HPZ}(\text{упр}) + R_{1HPZ}(\text{неупр}) + R_{2HPZ}(\text{упр}) + R_{2HPZ}(\text{неупр}) + m_{НР}g_Z, \end{aligned}$$

где g_Y и g_Z проекции вектора силы тяжести на оси подвижной системы координат.

Главный вектор верхнего рычага формируется из упругих и неупругих реакций в шарнирах 3, 4, на упругих ограничителях хода и на амортизаторе, а также силы тяжести самого рычага, разнесенной на проекции осей подвижной системы координат, связанной с центром тяжести машины. Нахождение упругих и неупругих реакций на ограничителях хода подвески (упорах) и на амортизаторе подробно описано в [19] и в данной работе принимается без изменений:

$$\begin{aligned} R_{ГВР} &= R_{3BPY}(\text{упр}) + R_{3BPY}(\text{неупр}) + R_{4BPY}(\text{упр}) + R_{4BPY}(\text{неупр}) + \\ &+ R_{Y(ВНП-ВР)} + R_{Y(ННП-ВР)} + R_{Y(АМ-ВР)} + m_{ВР}g_Y; \\ R_{ЗВР} &= R_{3BPZ}(\text{упр}) + R_{3BPZ}(\text{неупр}) + R_{4BPZ}(\text{упр}) + R_{4BPZ}(\text{неупр}) + \\ &+ R_{Z(ВНП-ВР)} + R_{Z(ННП-ВР)} + R_{Z(АМ-ВР)} + m_{ВР}g_Z. \end{aligned}$$

Главный вектор ступицы формируется из упругих и неупругих реакций в шарнирах 2, 4, упругих и неупругих реакций в зоне контакта колеса с дорогой, а также силы тяжести самой ступицы, разнесенной на проекции осей подвижной системы координат, связанной с центром тяжести машины. Нахождение упругих и неупругих реакций в зоне контакта колеса с дорогой подробно описано в [19] и в данной работе принимается без изменений:

$$\begin{aligned} R_{ЗСТ} &= R_{2HPY}(\text{упр}) - R_{2HPY}(\text{неупр}) - R_{4BPY}(\text{упр}) - R_{4BPY}(\text{неупр}) + R_{YКОЛ} - m_{СТ}g_Y; \\ R_{ЗКТ} &= R_{2HPZ}(\text{упр}) - R_{2HPZ}(\text{неупр}) - R_{4BPZ}(\text{упр}) - R_{4BPZ}(\text{неупр}) - R_{ZКОЛ} - m_{СТ}g_Z. \end{aligned}$$

Суммарный вектор реакций, передаваемых на корпус от нижнего рычага (без учета силы тяги или торможения на колесе):

$$R_{ГК1} = R_{1HPY}(\text{упр}) + R_{1HPY}(\text{неупр}); \quad R_{ЗК1} = R_{1HPZ}(\text{упр}) + R_{1HPZ}(\text{неупр}).$$

Суммарный вектор реакций, передаваемых на корпус от верхнего рычага (без учета силы тяги или торможения на колесе):

$$R_{ГК3} = R_{3BPY}(\text{упр}) + R_{3BPY}(\text{неупр}); \quad R_{ЗК3} = R_{3BPZ}(\text{упр}) + R_{3BPZ}(\text{неупр}).$$

Для блоков подвески, на колесах которых присутствует сила тяги или торможения ($R_{XКОЛ} \neq 0$), необходимо произвести следующие дополнительные действия:

1) Определяем исходную долю продольной нагрузки, воспринимаемую нижним и верхним рычагами:

$$R_{XКНР} = 0.5R_{XКОЛ}; \quad R_{XКВР} = 0.5R_{XКОЛ}.$$

2) Определяем крутящий момент относительно оси ОУ подвижной системы координат, связанной с центром тяжести машины, создаваемый силой тяги или торможения колеса и воспринимаемый верхним и нижним рычагами подвески:

$$M_{ГКОЛ} = \begin{cases} R_{XКОЛ}r_{KD} & \text{при торможении;} \\ R_{XКОЛ}r_{KD}(i_{кр}-1)/i_{кр} & \text{в режиме тяги,} \end{cases}$$

где r_{KD} – динамический радиус колеса, $i_{кр}$ – передаточное отношение колесного редуктора.

3) Находим долю момента $M_{ГКОЛ}$, воспринимаемого парами сил на верхнем

и нижнем рычагах, действующих в направлении оси OX : $M_{ГРХ} = 0,5M_{ГКОЛ}$.

4) Находим долю момента $M_{ГКОЛ}$, воспринимаемого парами сил на нижнем рычаге, действующих в направлении оси OZ : $M_{ГРПЗ} = 0,3M_{ГКОЛ}$.

5) Находим долю момента $M_{ГКОЛ}$, воспринимаемого парами сил на верхнем рычаге, действующих в направлении оси OZ : $M_{ГРПЗ} = 0,2M_{ГКОЛ}$.

6) Находим перераспределенные с учетом крутящего момента продольные нагрузки, воспринимаемые нижним и верхним рычагами, из системы уравнений:

$$M_{ГКОЛ} = \begin{cases} R_{XКОЛ}r_{KD} & \text{при торможении;} \\ R_{XКОЛ}r_{KD}(i_{кр} - 1)/i_{кр} & \text{в режиме тяги.} \end{cases}$$

7) Находим перераспределенные с учетом крутящего момента вертикальные нагрузки, воспринимаемые передними и задними опорами нижних и верхних рычагов, из систем уравнений:

$$\begin{cases} R_{ZK1(n)} + R_{ZK1(z)} = R_{ZK1}; \\ (R_{ZK1(n)} - R_{ZK1(z)})l_{HP(n-z)} = M_{ГРПЗ}; \end{cases} \quad \begin{cases} R_{ZK3(n)} + R_{ZK3(z)} = R_{ZK3}; \\ (R_{ZK3(n)} - R_{ZK3(z)})l_{BP(n-z)} = M_{ГРПЗ}. \end{cases}$$

где $l_{HP(n-z)}$ и $l_{BP(n-z)}$ – соответственно расстояния между передними и задними опорами нижних и верхних рычагов.

На седьмом этапе вычисляем проекции на оси подвижной системы координат, связанной с центром тяжести машины, главных моментов всех элементов подвески и суммарных моментов в местах крепления сайлентблоков, связывающих рычаги с корпусом.

Главный момент нижнего рычага в проекции на ось OX формируется из крутящего момента торсиона, упругих и неупругих моментов в шарнирах 1, 2 и моментов от упругих и неупругих реакций в шарнирах 1, 2:

$$\begin{aligned} M_{ХНР} = & M_{торс} + M_{1НР(упр)} + M_{1НР(неупр)} + M_{2НР(упр)} + M_{2НР(неупр)} + \\ & + ((R_{1НРУ(упр)} + R_{1НРУ(неупр)})l_{НР1} + (R_{2НРУ(упр)} + R_{2НРУ(неупр)})l_{НР2})\sin\alpha_{НР} + \\ & + (- (R_{1НРЗ(упр)} + R_{1НРЗ(неупр)})l_{НР1} + (R_{2НРЗ(упр)} + R_{2НРЗ(неупр)})l_{НР2})\cos\alpha_{НР} + \\ & + (R_{1НРУ(упр)} + R_{1НРУ(неупр)} + R_{2НРУ(упр)} + R_{2НРУ(неупр)})h_{НР}\cos\alpha_{НР} + \\ & + (R_{1НРЗ(упр)} + R_{1НРЗ(неупр)} + R_{2НРЗ(упр)} + R_{2НРЗ(неупр)})h_{НР}\sin\alpha_{НР}. \end{aligned}$$

Главный момент верхнего рычага в проекции на ось OX формируется из упругих и неупругих моментов в шарнирах 3, 4, моментов от упругих и неупругих реакций в шарнирах 3, 4, моментов от реакций на упругих ограничителях хода подвески и в точке крепления амортизатора:

$$M_{ХВР} = M_{3ВР(упр)} + M_{3ВР(неупр)} + M_{4ВР(упр)} + M_{4ВР(неупр)} +$$

$$\begin{aligned} & + ((R_{3ВРУ(упр)} + R_{3ВРУ(неупр)})l_{ВР1} + (R_{4ВРУ(упр)} + R_{4ВРУ(неупр)})l_{ВР2})\sin\alpha_{ВР} + \\ & + (- (R_{3ВРЗ(упр)} + R_{3ВРЗ(неупр)})l_{ВР1} + (R_{4ВРЗ(упр)} + R_{4ВРЗ(неупр)})l_{ВР2})\cos\alpha_{ВР} + \\ & + (R_{3ВРУ(упр)} + R_{3ВРУ(неупр)} + R_{4ВРУ(упр)} + R_{4ВРУ(неупр)})h_{ВР}\cos\alpha_{ВР} + \\ & + (R_{3ВРЗ(упр)} + R_{3ВРЗ(неупр)} + R_{4ВРЗ(упр)} + R_{4ВРЗ(неупр)})h_{ВР}\sin\alpha_{ВР} + \\ & + (R_{У(ВШП-ВР)}l_{вн} + R_{У(НШП-ВР)}l_{нш} + R_{У(АМ-ВР)}l_{ам})\sin\alpha_{ВР} + \\ & + (R_{З(ВШП-ВР)}l_{вн} + R_{З(НШП-ВР)}l_{нш} + R_{З(АМ-ВР)}l_{ам})\cos\alpha_{ВР}. \end{aligned}$$

На завершающем восьмом этапе все полученные значения главных векторов и моментов для всех элементов каждой подвески подставляются в соответствующие правые части дифференциальных уравнений (16) и производится общее интегрирование системы дифференциальных уравнений.

Таким образом, в результате интегрирования системы АДУ получаем все силовые и кинематические характеристики движения корпуса машины и связанного с ним боевого модуля, причем в этих временных распределениях «запита» параметрическая зависимость от массивов параметров P и G .

Программно-алгоритмическая реализация математической модели. Предложенная комплексная функциональная математическая модель транспортного средства специального назначения реализована в виде специализированного программно-аппаратного комплекса (СПАК). В качестве исходных данных выступают массово-геометрические характеристики транспортного средства, элементов подвески, профиль дороги, характеристики шины и режимы движения.

В качестве выходных характеристик получают перемещения, скорости, ускорения и силовые факторы в интересующих (заданных исследователем) точках подвески и корпуса как функции времени. Соответственно, коль скоро в данных решениях неявным образом присутствует параметрическая связь с массивами параметров P и G (см. выше), то приводимые ниже результаты следует рассматривать как конкретные реализации семейств распределений при конкретном заданном наборе P и G . В частности, рассмотрены номинальные параметры подвески БТР-80 и некоторые реализации трассы при его движении.

На рис. 6-15 приведены в формате «осциллограмм» временные распределения указанных выше величин на примере бронетранспортера БТР-80, характеристики трассы и параметры которого сведены в таблице (масса бронетранспортера – 15000 кг, скорость движения – 36 км/час, номер трассы = 1 – синусоидальные неровности, время движения – 10 с).

Таблица – Характеристики трассы и параметры бронетранспортера БТР-80

Параметры	Левый борт	Правый борт
Смещение начала трассы от точки начала отсчета	5м	5м
Двойная амплитуда синусоиды	0.25м	0.25м
Длина волны синусоиды (период)	10м	10м

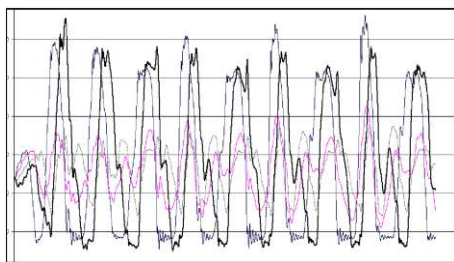


Рис. 6 – Вертикальная составляющая усилия на нижний рычаг подвески (левый борт) NR(i,1) на четырех мостах (i – номер моста)

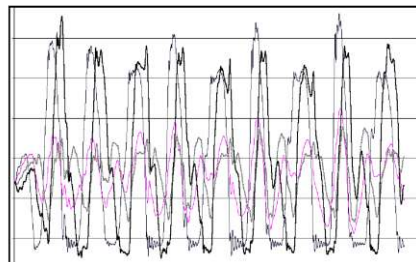


Рис. 7 – Вертикальная составляющая усилия на нижний рычаг подвески (правый борт) NR(i,2) на четырех мостах (i – номер моста)

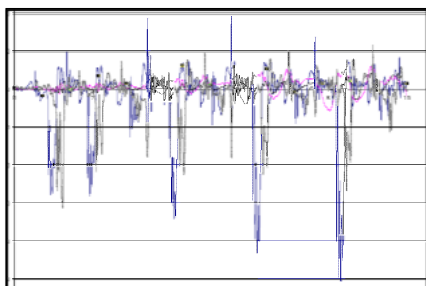


Рис. 8 – Вертикальная составляющая усилия на верхний рычаг подвески (левый борт) VR(i,1) на четырех мостах (i – номер моста)

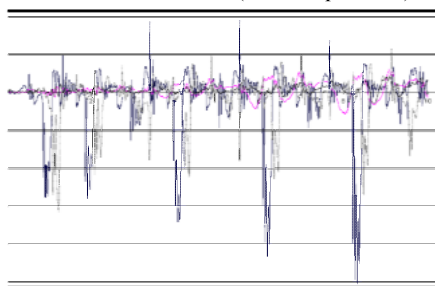


Рис. 9 – Вертикальная составляющая усилия на верхний рычаг подвески (правый борт) VR(i,2) на четырех мостах (i – номер моста)

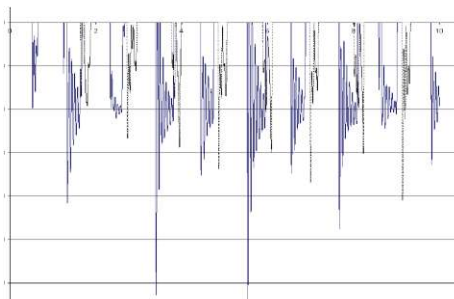


Рис. 10 – Вертикальная составляющая усилия на нижний упор подвески (левый борт) UPN(i,1) на четырех мостах (i – номер моста)

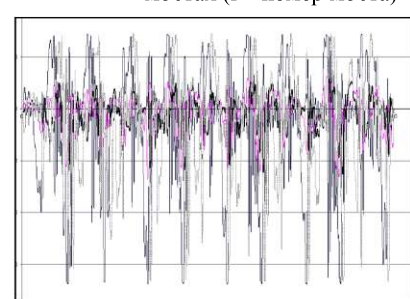


Рис. 11 – Вертикальная составляющая усилия в месте крепления амортизатора подвески на корпус (левый борт) AM(i,1) на четырех мостах (i – номер моста)

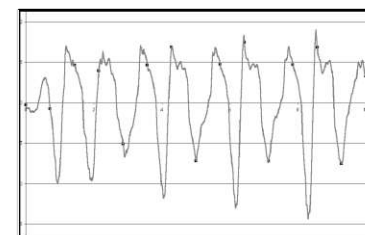


Рис. 12 – Продольная компонента ускорения центра масс бронетранспортера

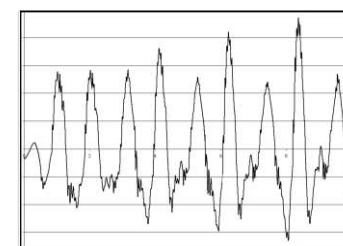


Рис. 14 – Вертикальная компонента ускорения центра масс бронетранспортера

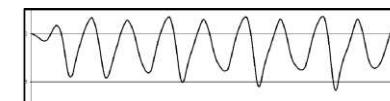


Рис. 13 – Продольная компонента скорости центра масс бронетранспортера

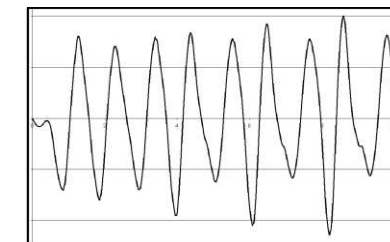


Рис. 15 – Вертикальная компонента скорости центра масс бронетранспортера

Подсистема автоматизированного моделирования динамики корпуса и боевого модуля бронетранспортера. Описанная модификация комплексной функциональной математической модели транспортного средства специального назначения и соответствующая ей программно-алгоритмическая реализация встраиваются в специализированную среду автоматизированного анализа динамики боевого модуля и корпуса, а также напряженно-деформированного состояния корпусов легкобронированных машин, в частности, колесных бронетранспортеров.

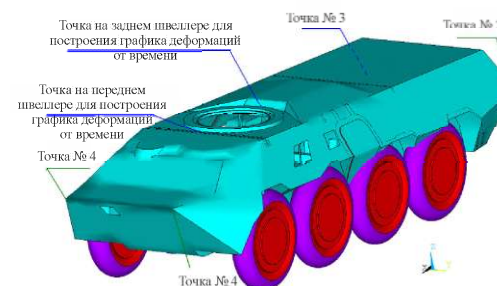


Рис. 16 – Контрольные точки корпуса бронетранспортера при исследовании преодоления препятствий

На рис. 16-20 приведены программные окна и примеры результатов исследования НДС корпуса БТР-80 при действии динамических реакций, полученных на основе моделирования движения бронетранспортера. В качестве результатов получены динамические, прочностные и жесткостные характеристики боевого модуля и корпуса, рассматриваемые далее как критерии и ограничения в процессе проектирования элементов подвески бронетранспортера.

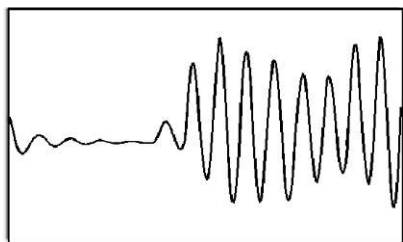


Рис. 17 – Характер распределения во времени вертикальной компоненты перемещения оси цапф башни бронетранспортера (см. рис. 16)

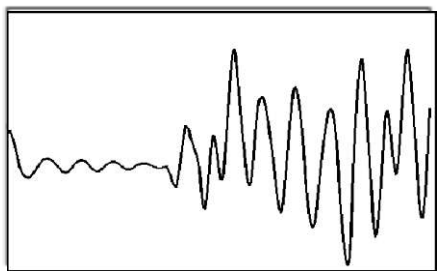


Рис. 19 – Характер распределения во времени вертикальной компоненты перемещения точки 2 корпуса бронетранспортера (см. рис. 16)

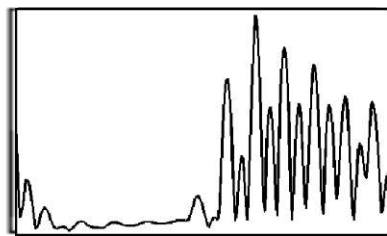


Рис. 18 – Характер распределения во времени суммарных перемещений точек 2,3 корпуса бронетранспортера (см. рис. 16)

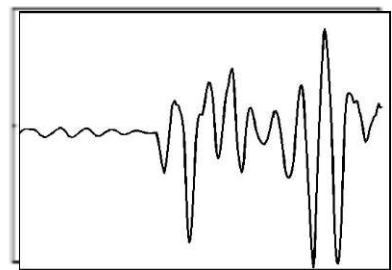


Рис. 20 – Характер распределения угловых перемещений оси ствола пушки

Параметрический анализ и синтез элементов подвески. Предложенный в работе подход дает в руки исследователям усовершенствованный инструмент не только для решения задач анализа, например, динамики боевого модуля или напряженно-деформированного состояния бронекорпуса колесной легкобронированной машины при конкретных наборах параметров, но и для параметрического анализа и синтеза элементов подвески при их варьировании или поиске (обосновании). Исследуем, например, поставленную выше задачу анализа влияния параметров подвески на динамику отклонения оси канала ствола пушки боевого модуля.

Рассмотрим исходную постановку задачи. Пусть длины рычагов l_{HP}, l_{BP} (см. рис. 5) являются не постоянными, а изменяющимися в зависимости от вертикального перемещения соответствующего колеса w . Тогда представим l_{HP}, l_{BP} как некоторые ряды:

$$l_{HP} = l_0^H \left(1 + P_1^H \left(\frac{w}{w_0} \right) + \frac{1}{2} P_2^H \left(\frac{w}{w_0} \right)^2 + \frac{1}{6} P_3^H \left(\frac{w}{w_0} \right)^3 + \dots \right) \\ l_{BP} = l_0^B \left(1 + P_1^B \left(\frac{w}{w_0} \right) + \frac{1}{2} P_2^B \left(\frac{w}{w_0} \right)^2 + \frac{1}{6} P_3^B \left(\frac{w}{w_0} \right)^3 + \dots \right) \quad (17)$$

где l_0^H, l_0^B – номинальные длины рычагов, w_0 – динамический ход колеса при $l_{HP} = l_0^H, l_{BP} = l_0^B$.

Здесь коэффициенты P_i^H, P_j^B являются параметрами, задающими разложение безразмерных величин $\gamma_H = l_{HP}/l_0^H, \gamma_B = l_{BP}/l_0^B$ в ряд по безразмерным перемещениям $\omega = w/w_0$.

Если удержать ограниченное число N_i членов этих рядов, то вся система уравнений КФММ определит параметрические связи динамических переменных исследуемой системы (а, значит, и возмущений углов наведения (см. рис. 1 и рис. 20) или отклонений снаряда от номинальной точки прицеливания на условной мишени ρ) с параметрами P_i^H, P_j^B . Тогда, варьируя P_j^B , можно установить эту связь, т.е. определить параметрические зависимости, например,

$$\rho_y = \rho(P_i^H, P_j^B), \rho_z = \rho_z(P_i^H, P_j^B) \quad (18)$$

Уравнения (18) дают решение задачи параметрического анализа.

С другой стороны, можно поставить задачу синтеза. Например, минимизируя максимум отклонения ρ , можно получить рациональные параметры подвески:

$$(P^H), (P_j^B) = \text{argmm}(\max \rho(P_i^H, P_j^B)) \quad (19)$$

Установив решение задачи (19), получаем оптимальное значение параметров подвески. Учитывая, что число варьируемых параметров можно пополнять, то будет уточняться и соответствующая структура такой подвески с обратной связью по перемещениям колес.

Используя данный подход, можно, управляя множеством параметров, решать и другие задачи: минимизации ускорений в местах расположения экипажа, напряжений в бронекорпусе, стабильности, межколесного расстояния, обеспечения вертикальности движения колес (т.е. отсутствие бокового увода) при наезде на неровности и т.п.

Заключение. Представленный в работе новый подход, усовершенствованная математическая модель и специализированный программно-модельный комплекс, а также результаты тестовых расчетов дают основание для следующих выводов.

1. Разработанный новый подход обладает принципиально новыми возможностями по сравнению с традиционными. Это обеспечивается тем, что апробированный метод обобщенного параметрического описания адаптирован и дополнен применительно к решению задачи анализа и синтеза элементов подвески колесной легкобронированной машины, например, по критерию минимизации влияния на динамическую компоненту отклонения оси канала ствола скорострельной пушки боевого модуля от номинального направления на цель. Предложена новая формализация задачи синтеза, базирующаяся на сквозном параметрическом описании исследуемого объекта. Кроме того, разработан новый способ учета, описания, создания и

варьирования конструктивного исполнения элементов подвески КЛБМ, а также дискретизации пространства обобщенных параметров путем разложения искомой зависимости в виде конечной суммы функционального ряда. Таким образом, разработан новый инструмент исследований, базирующийся на едином обобщенном описании исследуемого объекта.

2. В работе предложена усовершенствованная комплексная функциональная математическая модель динамики системы „боевой модуль – корпус – подвеска“. Основным новым компонентом данной модели является то, что, в отличие от традиционных, в нее заложена возможность отражения параметрических зависимостей коэффициентов системы алгебро-дифференциальных уравнений от обобщенных параметров подвески КЛБМ. В результате адекватно реализуется параметрическая связь динамических переменных системы, а, значит, и критериальных величин (например, возмущение положения боевого модуля) от набора значимых параметров. Это дает возможность естественным образом вмонтировать данную математическую модель в процесс многовариантных исследований с целью направленного улучшения параметров подвески.

3. Разработанные и усовершенствованные подход и комплексная функциональная математическая модель реализованы в виде специализированного программно-модельного комплекса. Его отличительными особенностями по сравнению с известными является реализация всех основных значимых возможностей и преимуществ математических формулировок. В первую очередь это возможность широкого варьирования режимов движения, свойств трассы, структуры и параметров элементов подвески КЛБМ на динамику боевого модуля, корпуса и самих элементов подвески. Кроме того, это широкие возможности постпроцессинга результатов. В дополнение к этим возможностям данный программный комплекс также обладает способностью интегрирования с различными системами анализа и синтеза. При этом возможно ветвление: полученные численные результаты могут направляться как на исследование динамики боевого модуля или корпуса, так и на анализ НДС элементов бронекорпуса или на определение плавности хода боевой машины и т.п. Такое свойство дает возможность строить на основе созданного программного средства мета-системы компьютерного анализа и синтеза с широким спектром решаемых задач и возможностей компьютерного моделирования.

4. Решение тестовых задач с использованием разработанного СПМК продемонстрировало его работоспособность, а сравнение с известными результатами, полученными ранее другими средствами, свидетельствует об адекватности и точности численного моделирования.

С учетом возможностей предложенного инструментария исследований в работе сформулирован ряд новых задач. Это, в частности, анализ влияния законов изменения длин нижнего и верхнего рычагов на кинематику и динамику элементов колесной легкобронированной машины, в т.ч. боевого модуля. Также представляет интерес изучение влияния характеристик трассы на эту динамику. Эти и другие задачи являются перспективными направлениями дальнейших исследований.

Список литературы: 1. Беляев С.Н. Моделирование двухплоскостного бесплатформенного стабилизатора вооружения легкобронированной боевой машины / С.Н. Беляев, Истомин А.Е. // Механика та машинобудування. – 2011. – №2. – С. 87-94. 2. Александров Е.Е. Об особенностях построения математической модели совместного движения башенки и боевого модуля как объектов регулирования в комплексах управления вооружением для легкобронированных боевых машин / Е.Е. Александров, В.А. Копоненко, С.Н.Беляев [и др.] // Механика та машинобудування. – 2007. №2. – С. 3-27. 3. Александров Е.Е. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е.Е. Александров, Д.О. Волощевич, А.Т. Лебедев. – Харьков: ХАДИ, 2001. – 642 с. 4. Волощевич Д.О. Способ підвищення допустимої швидкості ведення воєнно з ходу при русі бойових машин по пересічених місцевості / Д.О. Волощевич, І.В. Костяник, Д.І. Камфенкель // Механiка та машинобудування. – 2011. – №2. – С. 94-102. 5. Воронцов С.Н. Моделирование работы гидравлического буфера системы поддрессоривания военного транспортного средства / С.Н. Воронцов, А.В. Поторак, Е.И. Решетко [и др.] // Механика та машинобудування. – 2011. – №2. – С. 102-108. 6. Дуценко В.В. Оцінка напрямків зпикнення теплової напруженості демпфуючих пристроїв підвіски гусеничних та колесних машин / В.В. Дуценко // Механiка та машинобудування. – 2011. №2. – С. 109-113. 7. Агейкин Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с. 8. Аксенов П.В. Многоосные автомобили. – М.: Машиностроение, 1989. – 280 с. 9. Александров Е.Е. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е.Е. Александров, Д.О. Волощевич, В.А. Карпенко [и др.] // Под общ. ред. А.Н.Турецко. – Харьков: Изд-во ХГАДТУ, 2001. – 640с. 10. Александров Е.Е. К расчету колебаний поддрессоренной массы автомобиля при движении по случайным неровностям / Е.Е. Александров, С.Н. Воронцов, В.А. Карпенко // Авиационно-космическая техника и технология: Тр. Гос. аэрокосмического университета Жуковского "ХАИ". Вып. 10. – Харьков, 1999. – С.30-32. 11. Александров Е.Е. Математическое моделирование на ЭВМ случайного микропрофиля дороги / Е.Е. Александров, С.Н. Воронцов, В.А. Карпенко // Вестник ХГАДТУ. – Вып. 60. – Харьков, 1999. – С.36-39. 12. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний / Я.Г. Пановко – М.: Наука, 1971. – 240 с. 13. Грищенко Г.Д. Специализированная система автоматизированного анализа прочности и жесткости корпусов легкобронированных машин для выбора их рациональных конструктивных параметров при импульсном воздействии от усилия стрельбы / Г.Д.Грищенко, С.Т.Бруль, А.В.Ткачук // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – 2006. №3. – С.10-20. 14. Васильев А.Ю. Исследование динамики поведения корпуса МТ-ЛБ при стрельбе / А.Ю. Васильев, Е.Н. Пономарев, С.Т. Бруль // Вестник ИТУ «ХПИ». Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – 2006. – №33. – С.3-8. 15. Грищенко Г.Д. Экспериментальное исследование элементов корпусов БТР-80 / Г.Д. Грищенко, А.П. Малакей, П.А. Ткачук // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – 2006. №33. – С.23-27. 16. Бруль С.Т. Моделирование реакции корпусов легкобронированных машин на действие ударно-импульсных нагрузок / С.Т. Бруль, И.Н. Карапейчик, В.М. Мазин, Н.А. Ткачук // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – 2011. – № 22 – С. 12–19. 17. Бруль С.Т. Моделирование физико-механических процессов в корпусах легкобронированных машин: подходы, модели, эффекты / С.Т. Бруль, Н.А. Ткачук, А.Ю. Васильев, И.Н. Карапейчик // Механiка та машинобудування. – 2011. – №1. – С. 66–73. 18. Пелешко Є.В. Комплексне дослідження міцності та жорсткості корпусів транспортних засобів спеціального призначення / Є.В. Пелешко, М.А. Ткачук, С.Т. Бруль, О.В. Литвиненко, І.М. Карапейчик // Вестник ИТУ «ХПИ». Тем. вып.: Транспортное машиностроение. – 2010. №39. – С. 116-131. 19. Малакей А.Н. Математическая модель динамических процессов в корпусе и ходовой системе легкобронированной колесной боевой машины / А.Н. Малакей // Вестник НТУ „ХПИ“. Тем. вып.: Машиноведение та САПР. – 2005. – №60. – С. 98–120. 20. Нолл Б. Т. Введение в оптимизацию / Б.Т. Нолл. – М.: Наука, 1983. – 384 с. 21. Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование / Д. Химмельблау. – М.: Мир, 1975. – 536 с. 22. Реклейтис Г. Оптимизация в технике: В 2-х книгах / Г. Реклейтис, А. Рейнштрап, К. Рэгдел. – М.: Мир, 1986. 23. Шун Т.Е. Прикладные численные методы в физике и технике. – М.: Высшая школа, 1990. – 256 с. 24. Карманов В.И. Математическое программирование. Учебное пособие. – М.: Наука, 1986. – 285 с. 25. Ткачук Н.А. Конечные-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризационного описания / Н.А. Ткачук, Г.Д. Грищенко, А.Д. Четурной, В.А. Орлов, Н.Н. Ткачук // Механiка та машинобудування. – 2006. – №1. – С. С.57-79. 26. Ткачук Н.А. Основы обобщенного параметрического описания сложных механических систем / Н.А. Ткачук, А.Д. Четурной,

Г.Д. Гриценко, Е.А. Орлов, С.Т. Бруль // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В.Даля. – Луганськ, 2007. – №9(115). Част. 1. – С.196-205. 27. Андреев Ю.М. Розробка аналітичних комп'ютерних методів аналізу та синтезу динаміки машин / автореф. дис. на здоб. наук. ст. докт. техн. наук за спец. 05.02.09 "Динаміка та міцність машин" // НТУ "ХП" - Харків. - 2009. - 40 с.

Поступила в редакцію 07.09.12

УДК: 621.431.74 – 185.3

О.П. РАДЧЕНКО, к.т.н, доц. зав. каф. ЭСУиЭС, Киевская гос. ак-я водного транспорта, Севастополь;
А.Р. МАЦКЕВИЧ, Одесская нац. морская ак-я, Одесса;
А.В. НЕМЕНКО, вед. специалист ПАО ЦКБ „Коралл”, Севастополь;
О.П. ЧУБ, Керченский гос. морской технологический ун-т, Керчь

ОБОСНОВАНИЕ НЕОБХОДИМОСТИ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО КОНТРОЛЯ РЕОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ВЫСОКОВЯЗКОГО ТОПЛИВА ПРИ СЕПАРИРОВАНИИ

Розглянуті питання необхідності автоматизації та контролю процесу сепарації високов'язкого судового палива. Отримані залежності відділення часток шламу від температури на базі теоретичних уявлень, проведено їх порівняльний аналіз із практичними даними.

Ключові слова: сепарація, суднове високов'язке паливо, шлам, швидкість осадження

Рассмотрены вопросы необходимости автоматизации и контроля процесса сепарирования высоковязкого судового топлива. Получены зависимости отделения частиц шлама от температуры на основе теоретических представлений, проведен их сравнительный анализ практическими данными.

Ключевые слова: сепарирование, судовое высоковязкое топливо, шлам, скорость осаждения

Considered the issues of necessity of automation and control of the process of separation of viscosity marine fuel. Obtained dependence of the particle separation of sludge from the temperature on the basis of theoretical concepts, the results of their comparative analysis of the evidence.

Keywords: separation, heavy fuel oil, sludge, deposition velocity

Введение. В настоящее время судовую энергетическую установку (СЭУ) судна невозможно представить без топливной сепарационной установки, особенно если в качестве топлива используются тяжелые высоковязкие компаунды с вязкостью 180 сСт (при 50 °С) и выше. Процесс сепарации, в основу которого заложено воздействие поля внешней силы на вещества с различной плотностью, представляется хорошо изученным [1]. В свете исследований, подтверждающих неоднородность топливной среды [2, 3], возникает необходимость в проверке состоятельности принятых представлений о процессах, протекающих при сепарации судового топлива в поле центробежных сил. Также, на практике эксплуатация сепарационных установок является одним из наиболее аварийных

процессов в рамках СЭУ [4]. Качество сепарирования топлива не является стабильным. Существует множество факторов, объективно влияющих на него в процессе эксплуатации. Автоматизированные средства контроля за качеством сепарации топлива на данном этапе развития СЭУ не применяются. Более того, сепарация связана с производством шлама, что в условиях современных эксплуатационных норм понижает рациональность использования топлива и усложняет менеджмент. Качество сепарирования топлива и количество произведенного шлама – это важные эксплуатационные факторы, точная оценка которых востребована в современной эксплуатации СЭУ.

Постановка задачи. Традиционные теоретические представления о центробежной сепарации основаны на уравнении скорости оседания частицы, полученном Стоксом. Разница скоростей движения потока в межтарельчатом пространстве центробежного сепаратора и скорости оседания конкретной взвешенной в топливной среде частицы определяет характер ее движения. Примем эту разницу за абсолютную скорость оседания v_0 , тогда

$$v_0 = v - w = q / f - \left\{ \Delta \rho (d_p \cdot \omega)^2 \right\} \cdot r / 18 \mu,$$

где v – скорость движения потока, w – скорость осаждения частицы, q – подача сепаратора, f – площадь сечения межтарельчатого пространства, $\Delta \rho$ – разница плотностей частицы и среды, d_p – диаметр частицы, ω – угловая скорость вращения; r – расстояние между осью вращения барабана и частицей; μ – динамическая вязкость среды.

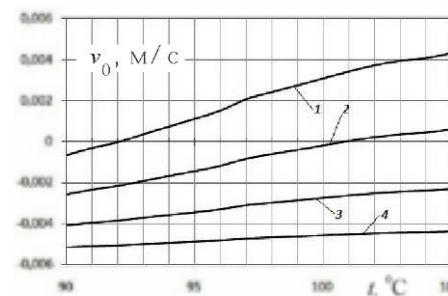


Рис. 1 – Графики зависимостей абсолютной скорости оседания от температуры для частиц различного диаметра:
1 – частиц с диаметром 25 мкм; 2 – 20 мкм;
3 – 15 мкм; 4 – 10 мкм

На основе данной физической модели произведена серия расчетов на базе математического процессора с использованием ПК. В математической модели как $\Delta \rho$, так и μ были заданными функциями от температуры. В качестве базовых были приняты параметры судового сепаратора Alfa Laval S 825 (Mitsubishi Selfjector SJ30GH) и высоковязкого топлива RMG380 (0,554 кг/м³).

Результаты расчета представлены на рис. 1. Так, для частиц плотностью 1000 кг/м³ диаметром от 10 до 25 мкм в рабочем диапазоне температур были получены зависимости абсолютной скорости оседания от температуры. Как видно из графиков, характер зависимостей очевиден – при повышении температуры возрастает v_0 . При повышении подачи сепаратора скорость v_0 снижается. Также можно сделать вывод, что при реко-